

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公表特許公報 (A)

(11) 特許出願公表番号

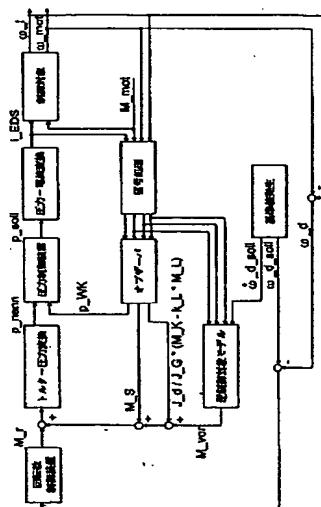
特表 2003-509643
(P 2003-509643A)
(43)公表日 平成15年3月11日(2003.3.11)

(21)出願番号	特願2001-523549(P2001-523549)
(86)(22)出願日	平成12年9月2日(2000.9.2)
(85)翻訳文提出日	平成14年2月25日(2002.2.25)
(86)国際出願番号	PCT/EP00/08576
(87)国際公開番号	W001/020200
(87)国際公開日	平成13年3月22日(2001.3.22)
(31)優先権主張番号	199 43 334.8
(32)優先日	平成11年9月10日(1999.9.10)
(33)優先権主張国	ドイツ(D E)
(81)指定国	EP (A T, B E, C H, C Y, D E, D K, E S, F I, F R, G B, G R, I E, I T, L U, M C, N L, P T, S E), J P, K R, U S
(71)出願人	ツエットエフ、フリードリッヒスハーフェン、アクチエンゲゼルシャフト Z F F R I E D R I C H S H A F E N A G ドイツ連邦共和国フリードリッヒスハーフェン(番地なし)
(72)発明者	トーマス、ロスマント ドイツ連邦共和国リンダウ-ボドルツ、ラ タウシュトラーセ、15ア一
(72)発明者	ディーター、ノイマン ドイツ連邦共和国リンダウ、バツィエンシ ュトラーセ、18ア一
(74)代理人	弁理士 吉武 賢次 (外4名) 最終頁に続く

(54) 【発明の名称】変速機のクラッチ又はブレーキの制御方法

(57) 【要約】

変速機の電気油圧制御式クラッチ又はブレーキの制御方法を説明する。本発明によればオプザーバを使用して、モデルに基づく補償圧力制御装置によりクラッチ又はブレーキを制御し、その際補償圧力制御回路はクラッチ又はブレーキの制御対象の逆モデルに相当する非線形補償素子を含み、オプザーバがドライブトレイン・モデルに基づき状態推定法によりクラッチ制御の外乱を推定する。



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

変速機の電気油圧制御式クラッチ又はブレーキの制御方法において、オブザーバを使用して、モデルに基づく補償圧力制御装置によりクラッチ又はブレーキを制御し、その際補償圧力制御装置がクラッチ又はブレーキの制御対象の逆モデルに相当する非線形補償素子を備えており、オブザーバがドライブトレイン・モデルに基づき状態推定法によりクラッチ制御の外乱を推定することを特徴とする方法。

【請求項 2】

オブザーバがクラッチ制御に関連する未知のシステム変数だけを推定することを特徴とする請求項 1 に記載の方法。

【請求項 3】

オブザーバがクラッチ制御に関連するすべてのシステム変数を推定することを特徴とする請求項 1 に記載の方法。

【請求項 4】

オブザーバがカルマンフィルタとして構成されていることを特徴とする請求項 1 に記載の方法。

【請求項 5】

補償圧力制御回路が測定信号、測定信号の基準設定値、クラッチ又はブレーキの逆制御対象モデルの計算値及びオブザーバの少なくとも 1 つの推定値から動作点に無関係な操作量を形成する制御装置を備えていることを特徴とする請求項 1 ないし 4 のいずれか 1 つに記載の方法。

【請求項 6】

補償圧力制御回路が測定信号、測定信号の基準設定値及びオブザーバの少なくとも 1 つの推定値から、クラッチ又はブレーキを油圧制御する電気油圧式操作部の許容差に無関係な操作量を形成する制御装置を備えていることを特徴とする請求項 1 ないし 5 のいずれか 1 つに記載の方法。

【請求項 7】

補償圧力制御回路が、クラッチ又はブレーキを油圧制御する電気油圧式操作部

のために計算された圧力設定値及びオブザーバの少なくとも 1 つの設定値から、電気油圧式操作部の許容差に無関係な操作量を形成する制御装置を備えていることを特徴とする請求項 1 ないし 5 のいずれか 1 つに記載の方法。

【請求項 8】

補償圧力制御回路が複数の連結された制御ブロックからなり、第 1 の制御ブロック（回転数制御装置）が測定回転数と回転数基準値又はその等価信号（ ω_t , $\omega_{m o t}$, ω_d , $\omega_d_{s o l l}$ ）を処理し、後続の第 2 の制御ブロック（トルクー圧力変換）が第 1 の制御ブロックの基準設定値（ M_r ）、クラッチ又はブレーキの逆制御対象モデルのパイロット制御値（ $M_{v o r}$ ）及びオブザーバの推定値（ M_S , $J_d/J_G * (M_K - k_L * M_L)$ ）から、動作点に無関係な操作量（ $p_{n e n n}$ ）を形成し、後続の第 3 の制御ブロック（圧力制御装置）が第 2 の制御ブロックの基準設定値（ $p_{n e n n}$ ）及びオブザーバの推定外乱（ $p_{W K}$ ）から、電気油圧式圧力調整装置の許容差に無関係な操作量（ $p_{s o l l}$ ）を形成し、後続の第 4 の制御ブロック（圧力ー電流変換）が第 3 の制御ブロックの基準設定値（ $p_{s o l l}$ ）から、電気油圧式圧力調整装置へ送られる電流設定値（ $i_{E D S}$ ）を形成することを特徴とする請求項 1 ないし 5 のいずれか 1 つに記載の方法。

【請求項 9】

第 1 の制御ブロック（回転数制御装置）が比例制御装置として構成されていることを特徴とする請求項 8 に記載の方法。

【請求項 10】

第 1 の制御ブロック（回転数制御装置）が補助非線形項を有する比例微分制御装置として構成されていることを特徴とする請求項 8 に記載の方法。

【請求項 11】

第 3 の制御ブロック（圧力制御装置）が完全線形化の原理により P T 2 特性を有する制御装置として構成されていることを特徴とする請求項 8 に記載の方法。

【請求項 12】

クラッチ制御の回転数基準値の時間に関する導関数又はその等価量を制御対象の逆モデルで処理することを特徴とする上記請求項のいずれか 1 つに記載の方法

(4)

特表2003-509643

【発明の詳細な説明】**【0001】**

本発明は請求項1の上位概念に基づく、電気油圧制御式変速機のクラッチ又はブレーキの制御方法に関する。

【0002】

自動車用自動変速機は通常複数個のクラッチ及びブレーキを有し、これによって種々の変速段及び走行方向が切換えられる。このような自動変速機では発進ユニットとして流体トルクコンバータが使用される。流体トルクコンバータは変速機の総効率の最適化のためにロックアップクラッチを備えている。ロックアップクラッチは所定の変速段で駆動エンジンの回転数と負荷に応じて部分的に又は完全に締結される。

【0003】

また自動変速機に組み込むことができる特殊な湿式発進クラッチが知られている。ところがこのような発進クラッチはたいてい変速機入力側にユニットとして配設され、例えばセミオートマチック多段変速機にも発進ユニットとして配設される。特に無段CVT変速機 (Continuous Variable Transmission) では湿式発進クラッチがユニットとして変速機出力側に配設される。

【0004】

通常、自動変速機又はセミオートマチック多段変速機のクラッチ及びブレーキは、このシフトユニットのギヤチェンジクラッチ又は発進クラッチ又はロックアップクラッチとしての使用にかかわりなく電気油圧式で操作される。このために車両特有、変速機特有及び運転状態特有の量、例えば車軸及び変速段変速比、変速機オイル温度、エンジントルク、エンジン回転数、車速、変速機内部回転数、アクセルペダル位置及びアクセルペダルの変化、ブレーキ信号、車両加速、走行抵抗及びドライバーアクティビティーは通常電子式変速機制御装置で処理され、クラッチに関連する適当な出力信号が例えば圧力制御又は圧力調整のために、又はギヤシフト時に、又はスリップ運転時の回転数制御のために、油圧制御装置へ伝送され、そこでアクチュエータ及び油圧弁により当該のクラッチのための制御油圧に変換される。

【0005】

実施例としてGruhle、Jauch、Knapp及びRuechardtがVDI-Berichte 1175号、1995年に乗用車自動変速機の被制御コンバータ・ロックアップクラッチのモデル援用式適用方法を記載している。コンバータ・ロックアップクラッチとその制御は今日、車両の運転性に決定的に影響する自動変速機のサブシステムである。この場合快適性、走行性能及び燃費への高まる要求を満たすために、エンジン及びタービン回転数の回転数差で作動する制御回路を備えたコンバータクラッチの総合的な制御案が提案される。制御回路の動特性の安定化と向上のために、さらにエンジントルクの負荷カットイン及びコンバータ・ロックアップクラッチのための直接的圧力設定による特殊機能が実現される。

【0006】

例示された制御案の基本構造は乗用車変速機のすべての電気油圧操作式クラッチ及びブレーキに応用することができ、コンバータ・ロックアップクラッチの応用例に限定されない。ところがこのように複雑な制御案では電子式変速機制御のソフトウェアの基本構造が補助機能の関係上煩雑であり、多額の費用をかけて初めて拡張が可能であることと、このような機能の適用のための費用が大きいことが欠点である。

【0007】

そこで本発明の根底にあるのは、上記の先行技術から出発して、例えばシフトクラッチ、発進クラッチ又はコンバータ・ロックアップクラッチとして構成することができるクラッチ又はブレーキの制御方法を、制御性能及び制御の動特性の改善並びに適用費用の低減に関して一層改良する課題である。

【0008】

この課題は本発明に基づき請求項1の特徴によって解決される。発明のその他の実施形態は従属請求項で明らかである。

【0009】

本発明によればドライブトレイン・モデルに基づき状態推定法によりクラッチ制御の外乱を推定する外乱オブザーバを使用して、モデルに基づく補償圧力制御装置によりクラッチ制御を行うことが提案される。外乱は制御技術的に適用され

る物理数学モデルの実システムに対する誤差を表すものであり、特に原理に起因する特性曲線誤差、定常及び動的制御誤差、油圧許容差及び原理に起因する動的モデル誤差から生じる。

【0010】

こうして切換え又は制御されるクラッチ又はブレーキの外乱トルク及び動力伝達方向に見てクラッチ又はブレーキの後方に現われる負荷トルクが、オブザーバによってドライブトレイン・モデルから推定される。ドライブトレイン・モデルの構成によっては、さらにドライブトレインのねじり振動の固有波形も推定される。

【0011】

本発明に係る方法は完全線形化の原理による非線形補償法に基づく。クラッチ制御の油圧系モデルと逆制御対象モデルとの組合せから簡単な伝達関数が出てくる。特にオブザーバの非線形分を分離することによって、残余の系の制御技術的設計を線形理論に従って行うことができる。

【0012】

このようにオブザーバ援用補償圧力制御回路として構成されたクラッチ制御案によって、特に好都合なことに閉制御回路の、動作点に無関係な不変の制御挙動が得られ、その結果高い操作動特性と安定した追従及び外乱挙動が生じる。

【0013】

発明の第1の実施形態では外乱オブザーバを、クラッチ制御に関連する未知のシステム変数だけを推定する縮小オブザーバとして構成することが提案される。これによって最高可能な演算速度と最高可能な制御装置動特性が得られる利点がある。

【0014】

発明の第2の実施形態では外乱オブザーバを、すべてのシステム変数を推定する完全なオブザーバとして構成することが提案される。これによって特に制御装置のパイロット制御性能、それとともに制御性能が改善される利点がある。

【0015】

発明の第3の実施形態では外乱オブザーバをカルマンフィルタとして構成する

ことが提案される。カルマンフィルタは信号雑音に対して安定性を有する利点がある。

【0016】

発明の別の実施形態ではモデルに基づくオブザーバ援用形の閉じた補償圧力制御回路の制御装置を、複数個の連結された制御ブロックとして構成することが提案される。第1の制御ブロックは回転数制御装置であって、回転数とクラッチ制御のスリップ設定値を処理する。回転数制御装置は定常な精度を保証するための部品を備える必要がなく、簡単な比例制御装置として構成できる利点がある。次の第2のブロックは回転数制御装置の基準設定値、逆制御対象モデルのパイロット制御値及びオブザーバの推定された外乱からクラッチ制御の油圧式操作部のための圧力設定値を計算する。この場合好都合なのは、操作量の換算が動作点に無関係なことである。圧力制御装置である次の第3のブロックは、オブザーバの推定値を使用して油圧操作部の許容差を補償し、クラッチ制御のための基準圧力を送出する。慣用の圧力調整装置の技術的圧力変動を全使用範囲で補償することにより、制御回路の動特性が著しく改善される利点がある。次の第4のブロックは在来の圧力-電流制御装置として動作し、基準圧力設定値を電気油圧式圧力調整装置のための電流設定値に変換する。

【0017】

発明の別の実施形態ではモデルに基づくオブザーバ援用形の閉じた補償圧力制御回路の回転数制御装置を、補助非線形項を有する比例微分制御装置として構成することが提案される。これによって基準値からの偏差が大きい場合に、基準値への迅速な近接が得られる利点がある。

【0018】

発明の別の実施形態ではモデルに基づくオブザーバ援用形の閉じた補償圧力制御回路の圧力制御装置を完全線形化の原理によりPT2特性を有する制御装置として構成することが提案される。これによって制御回路の動特性を調節できる利点がある。

【0019】

なお本発明に係る制御案はあらゆる電気油圧制御式クラッチに汎用することが

できる。応用例は例えば自動变速機又はセミオートマチック变速機の静止切斷（スタンバイコントロール、SBC）付き又は無しの湿式発進クラッチ、自動变速機のシフトクラッチ又はシフトブレーキもしくは自動变速機のコンバータ・ロックアップクラッチである。

【0020】

次に図面に基づきコンバータ・ロックアップクラッチの例について本発明を詳述する。

【0021】

どのクラッチでも原則としてそうだが、コンバータ・ロックアップクラッチ（WK）のピストンの差圧がクラッチにより伝達されるトルクを決定する。回転によりピストンの両側に発生する圧力分が等しい大きさを有すると仮定すれば、WKピストンの供給圧力だけがWKにより伝達されるトルクを決定する。即ち

$$M_{WK} = A_{Kolben} * r_{Kolben} * z * \mu * p_{WK}$$

ここに

A_{Kolben} WKピストンの面積

r_{Kolben} 摩擦ライニングの平均半径

z 摩擦面の数

μ 摩擦係数 = f

(温度、回転数差、ライニング接触圧力)

p_{WK} WKピストンへの供給圧力

【0022】

幾何学的量と摩擦計数は量 μ_{geo} に統合されるから、WKにより伝達されるトルクは

$$M_{WK} = \mu_{geo} * p_{WK}$$

となる。

【0023】

クラッチの理想挙動と異なり今や次の周知の効果が認められる。

一回転数差がゼロでなければ、WKと並列にコンバータの油圧回路を経てトルクが伝達される。回路の流量はタービン翼車とWKピストンの間の領域にも影響す

る。

—摩擦面の冷却のために摩擦ライニングに溝が設けられている。溝を通って流れ るオイルは発生する熱の大部分を発生場所から直ちに排出する。ピストンとカバー の間の半径方向の流れは多かれ少なかれ鮮明なうずを形成する。このうずはハウジングとWKピストンの間の圧力を変化する。

—戻り管の長さ及び横断面と流量に応じて動圧が発生する。

【0024】

これらの効果を考慮すれば、トルクの式は

$$M_{WK} = \mu g e o * (p_{WK} - p_0)$$

となる。

ここに

$$p_0 \quad \text{圧力定常偏差} = f \quad (\text{エンジントルク、流量})$$

【0025】

μ 又は $\mu g e o$ 及び p_0 は十分な精度で計算されない。これらの値は測定 によって決定され、特性図表としてモデルに組み込まれる。トルクコンバータの トルクの受け渡しは、定常挙動を記述するモデルの2つの特性曲線によって、タービン回転数とエンジン回転数の回転数比の関数として考慮される。即ち

$M_p 2000 = f(\nu)$ エンジン回転数 $n_{mot} = 2000 \text{ } 1/\text{min}$ でポンプが受領するトルク

$$\mu_{WV} = f(\nu) \quad \text{コンバータ利得}$$

$$\nu = n_t / n_{mot} \quad \text{タービン回転数とエンジン回転数の回転数比}$$

【0026】

これらの特性曲線によって、あらゆる運転状態に対してトルクコンバータのポンプトルク M_p 及びタービントルク M_t を

$$M_p = M_{p 2000}(\nu) * n_{mot} ** 2 / (2000 \text{ } 1/\text{min}) ** 2$$

及び

$$M_t = \mu_{WV}(\nu) * M_p$$

と計算することができる。

【0027】

ところで図1はコンバータ・ロックアップクラッチの大幅に簡素化した油圧制御の概略図を示す。WKVはコンバータクラッチ弁を示す。トルク伝達のためにこの弁を経てコンバータ・ロックアップクラッチWKのピストンに圧力 p_{WK} が送り込まれる。通常WKは例えば持続的スリップ状態でライニングの冷却のために若干のオイル流量 Q_{WK} を有する。図1ではこのWKの流れが簡単に絞りで示されている。システム圧力 p_{HD} はまず定圧調整弁DRVにより、電気圧力調整装置EDS例えば電気油圧式圧力制御装置又は電気油圧式調時弁のタイプに同調させた圧力レベルに減圧される。電子式変速機制御によりEDSに制御電流*i_EDS*が送られ、それによって例えばアナログ弁として構成されたコンバータクラッチ弁WKVは制御圧力が送られ、コンバータ・ロックアップクラッチのピストンに通じるシステム圧力 p_{HD} の圧力管路を解放する。この場合コンバータクラッチ弁WKVは、コンバータの機種と伝達されるトルクに同調させた圧力 p_{WK} をセットする。制御系に作用する干渉要因をさらに明らかにするために、流体弾性 c_{hydr} を記入した。

【0028】

圧力調整装置EDSに原因するコンバータクラッチ弁の非線形定常伝達挙動 $p_{WK} = f(i_{EDS})$ は、制御技術的モデルに特性曲線として示される。系の動的シミュレーションは2次非線形挙動を明らかにする。それは周波数応答の分析に従って次のモデル式で書ける。即ち

【数1】

$$T(\theta, p_{WK}) * 2 * \dot{p}_{WK} + 2 * D(\theta, p_{WK}) * T(\theta, p_{WK}) * \dot{p}_{WK} + p_{WK} = p_{soll}$$

ここに

$T(\theta, p_{WK})$ 変速機温度 θ 及び圧力 p_{WK} に関する特性曲線としての時定数

$D(\theta, p_{WK})$ 変速機温度 θ 及び圧力 p_{WK} に関する特性曲線としての減衰

【0029】

図2は伝達挙動 $p_WK = f(i_EDS)$ のモデル式の測定技術的識別例を示す。周波数応答と位相応答に基づいて、時定数及び減衰の変動と温度及び圧力の関係が示されている。

【0030】

もちろんコンバータクラッチ圧力の非線形挙動の数学的記述を詳細な物理数学モデルにより改善することができ、こうして式の個々のパラメータの試験技術的識別を簡素化することができる。

【0031】

図3に車両ドライブトレインの3つの簡単なトルクー重量モデルを例示する。変速機の慣性モーメントが不定であるため、モデルは変速段及びシフト操作に関連して記述されている。図3-1は固定変速段の単純なモデルを示す。それは2つの微分方程式

【数2】

$$J_{mot} * \dot{\omega}_{mot} = M_{mot} - M_p - M_{WK}$$

$$J_G * \dot{\omega}_t = M_t + M_{WK} - M_L$$

で書ける。

ここに

M_{mot} エンジンにより発生され、すべての損失（摩擦、変速機ポンプを含む付属補助ユニット）を減じたトルク

M_p, M_t コンバータの油圧回路のポンプ及びターピントルク

M_{WK} コンバータ・ロックアップクラッチのトルク

M_L 出力側の走行抵抗に基づく負荷トルク

J_{mot} エンジンの慣性モーメント（コンバータの一次側を含む）

J_G 変速段に関する等価慣性モーメント（コンバータの二次側、変速機のすべての回転部、推進軸、差動装置、車軸、車輪及び車両重量を含む。それぞれターピン回転数 n_t に換算）

ω_{mot} エンジンの角速度

ω_t コンバータターピンの角速度

【0032】

図3-2にドライブトレインの第2のモデルを示す。このモデルは旧变速段のシンクロ回転数を退去してから新しい变速段のシンクロ回転数に到達するまでのギヤシフトを考慮する。モデルは式

【数3】

$$\begin{aligned} J_{mot} * \dot{\omega}_{mot} &= M_{mot} - M_p - M_{WK} \\ J_G * \dot{\omega}_t &= M_t + M_{WK} - M_K + (k_L * M_L) \end{aligned}$$

で書ける。

ここに

M_{mot}	エンジンにより発生され、すべての損失（摩擦、变速機ポンプを含む付属補助ユニット）を減じたトルク
M_p, M_t	コンバータの油圧回路のポンプ及びタービントルク
M_{WK}	コンバータ・ロックアップクラッチのトルク
J_{mot}	エンジンの慣性モーメント（コンバータの一次側を含む）
J_G	シフト操作に関する变速機慣性モーメント（WKとシフトクラッチの間のすべての回転部を含む。タービン回転数 n_t に換算）
M_K	シフトクラッチのトルク
$(k_L * M_L)$	遊星歯車セットを経由する運動連鎖に基づく負荷トルク分
ω_{mot}	エンジンの角速度
ω_t	コンバータタービンの角速度

【0033】

車両でのシミュレーションと試験が示すところでは、図3-1の簡単なドライブトレイン・モデルは出力系統の第1の振動モードを無視するので、大きな総変速比（即ち小さな变速段）にはもはや適さない。この場合決定的なのは車軸のばねこわさである。図3-3にドライブトレインのねじり振動ばねこわさとねじり振動減衰を考慮するモデル例を示す。この場合は微分方程式の数が3に増える。

即ち

【数4】

$$J_{mot} * \dot{\omega}_{mot} = M_{mot} - M_p - M_{WK}$$

$$J_G * \dot{\omega}_t = M_t + M_{WK} - M_{Feder}$$

$$J_F * \dot{\omega}_{ab} = M_{Feder} - M_L$$

ここに

【数5】

$$M_{Feder} = c * \left(\int \omega_t dt - \int \omega_{ab} dt \right) + d * (\omega_t - \omega_{ab})$$

及び

M_{mot} エンジンにより発生され、すべての損失（摩擦、変速機ポンプを含む付属補助ユニット）を減じたトルク

M_p, M_t コンバータの油圧回路のポンプ及びタービントルク

M_{WK} コンバータ・ロックアップクラッチのトルク

M_{Feder} 車軸の偏り及び偏り速度に相当するトルク

M_L 出力側の走行抵抗に基づく負荷トルク

J_{mot} エンジンの慣性モーメント（コンバータの一次側を含む）

J_G 変速段に関する変速機及び出力系統慣性モーメント（WKとシフトクラッチの間のすべての回転部、車軸を含む。タービン回転数 n_t に換算）

J_F 変速段に関する車両慣性モーメント（車輪及び車両重量を含む。タービン回転数 n_t に換算）

ω_{mot} エンジンの角速度

ω_t コンバータタービンの角速度

ω_{ab} 出力側の角速度

【0034】

もちろん別のより複雑な数学物理的ドライブトレイン・モデルを作成することができ、例えば図3-2のモデルを図3-3のモデル構成と同様に、ねじり弾性の影響に関して拡張することができる。

【0035】

そこで本発明に基づき上記に例示したシステム知識を利用して、所望の機能を提供し、しかも所定の運転状況で特殊機能に頼らないでよい、モデルに基づく制御が設計される。この場合閉制御回路の高い動特性が実現され、従って極めて動的な過程でも制御偏差がすべての場合に十分に小さい。さらに制御が極めて安定しているから、制御回路に含まれるすべての部品の技術的に不可避なバラツキ及び変速機の寿命の間に現われるシステムの変化にかかわらず、制御性能がつねに維持される。

【0036】

大きな回路利得は一般に安定性の余裕を減少するから、高い安定性の要求は高い動特性の要求とある程度矛盾する。本発明によればすべての既知の干渉要因の正確な補償とパイロット制御によってこの矛盾が解消され、こうして制御装置の負担が大幅に軽減される。本発明に係る制御の別の利点は、パラメータの大部分が物理的に解釈可能なため適用が容易であることと、公知の機能と比較してパラメータが約50%に減少することである。

【0037】

図4は状態推定法によりドライブトレイン・モデルからクラッチ制御の外乱を推定する外乱オブザーバを使用し、モデルに基づく補償圧力制御回路を有するクラッチ制御のための本発明制御システムの実施例を示す。制御回路のブロック構成図は「信号処理」、「基準値発生」、「逆制御対象モデル」、「オブザーバ」、「回転数制御装置」、「トルクー圧力変換」、「圧力制御装置」、「圧力ー電流変換」及び「制御対象」の各ブロックからなる。その場合「逆制御対象モデル」も「オブザーバ」も前述のモデル式が基礎になっている。

【0038】

「逆制御対象モデル」は測定された回転数と、駆動エンジンの電子式エンジン制御が提供する又は測定技術的に検出されたエンジントルクとを利用して、系に作用するすべての既知のトルクを補償する。当該のパイロット制御トルク M_{or} は式

【数6】

$$M_vor = \frac{J_d}{J_mot} * M_mot - \frac{J_d}{J_mot} * M_p - \frac{J_d}{J_G} * M_t - J * \dot{\omega}_d * soll$$

で書ける。好都合なことに、回転体のトルクが今や被制御コンバータ・ロックアップクラッチの角速度差に関係する。なお J_d は角速度差によって生じる慣性モーメントである。完全な補償のために、さらに走行抵抗に原因し、出力側に伝達される負荷トルク M_L が、またシフト操作時には連結及び切断されるクラッチのトルクが必要である。後者は総シフトトルクに統合することができる。負荷トルク M_L と総シフトトルク M_K がさらに適当にカットインされるならば、系は実際の動作点にかかわりなく極めて安定な平衡状態にある。ところが油圧系統によって遅れが持ち込まれるので、上述のことは定常な運転状態にしか当てはまらない。

【0039】

物理数学的制御対象モデルが実際の複雑な制御対象の挙動を完全に模写することはできないから、本発明に基づきモデル式にモデルと実際との差異を包括する外乱トルク M_S が導入される。一例として考察したコンバータクラッチではパラメータの不確実性が比較的大きいので、例示した補償制御回路でこの外乱が補助クラッチトルクとして考慮される。しかしこれは完全な補償を決して制限するものでない。なぜなら考えられるすべての偏差をカバーすることができるトルク組合せが、こうして同じく未知の負荷トルク又はシフトトルクに関連してつねに推定されるからである。

【0040】

特に動的過程での推定誤差を小さくするために、クラッチピストンに作用するすべての圧力、即ちクラッチの公称摩擦トルクが知られていないなければならない。これは一般に未知であるから、本発明によればこのために測定回転数に基づきクラッチ圧力 p_WK 、負荷トルク M_L 及び外乱トルク M_S を再構成する複合形の状態及び外乱オブザーバが使用される。シフト操作時には負荷トルク M_L の代わりにシフトクラッチのトルク M_K が観察される。なお本実施例では負荷トルク M_L がシフト期間中一定とみなされるが、補償制御回路の別の実施例で

は可変の負荷トルクを制御技術的に処理することもできる。

【0041】

費用を少なくするとともに、推定法の性能を向上するために、本発明に基づきオブザーバにより未知の量だけを推定すること、即ち縮小オブザーバの設計を取り上げることが提案される。図3-2のドライブトレイン・モデルに従ってシフト時の外乱を推定するための、このように構成されたオブザーバのための連立微分方程式を図5に行列として示した。こうして縮小オブザーバの連立微分方程式は

【数7】

$$\dot{x} = A * x + B * u$$

の形のベクトル式で表される。

【0042】

シフト操作以外では状態ベクトルのシフトトルク M_K が負荷トルク M_L に置き換えられて、操作量のベクトルから脱落する。それとともに図5に示すシステム行列Aが4つの部分 A_{11} 、 A_{12} 、 $A_{12}=0$ 、 A_{21} 及び A_{22} に分割され、同様に図5に示す操作行列Bが2つの部分 B_1 及び B_2 に分割されて、縮小オブザーバの設計に必要な数学的形式が生じる。その場合行列 A_{11} は2次部分行列を含み、これによって観察量が自らに反作用する。定常な運転状態では少なくとも動的モデルの未知のトルクに対して $M_S=一定$ 及び $M_K=一定$ の仮定が成り立つ。こうして縮小オブザーバの連立微分方程式は簡単な数学的形式

【数8】

$$\dot{\rho} = (A_{11} - L * A_{21}) * \rho + (B_1 - L * B_2) * u + [(A_{11} - L * A_{21}) + A_{12} - L * A_{22}] * y$$

を有する。

【0043】

この式の $y = (\omega_d \quad \omega_t) ** T$ は測定量のベクトルを記述し、測定量のベクトルから、また測定量を使用して式 $\rho = (M_S \quad M_K \quad d p_W K / d t \quad p_W K) ** T - L * y$ から、観察量を再構成することができる。オブ

ザーバ行列 L はオブザーバの固有値を決定する。例えばただ 2 つの自由な設計パラメータ l_1 及び l_2 だけで状態推定のためにオブザーバ行列

【数 9】

$$L = \begin{pmatrix} \frac{J_G * J_d}{J_G + J_d} * l_1 & \frac{J_G * J_d}{J_G + J_d} * l_1 \\ -J_{mot} * l_2 & -(J_{mot} + J_G) * l_2 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}$$

を選択することができる。この形は、推定クラッチ圧力 p_{WK} が測定に無関係で、操作量 p_{sol} にだけ関係する利点がある。補償圧力制御回路のこの部分系はそれ自体が制御技術的に安定であり、従って油圧系に固有の動特性による推定誤差が消滅することを証明することができた。

【0044】

本発明に基づく外乱オブザーバのこのような生成の利点は、計算費用が著しく減少し、観察されるクラッチの全システム挙動が解釈しやすいことである。

【0045】

オブザーバの非線形部分、即ち変速機オイル温度 θ とクラッチ圧力 p_{WK} に関する時定数 $T = f(\theta, p_{WK})$ 及び同じく変速機オイル温度 θ とクラッチ圧力 p_{WK} に関する減衰 $D = f(\theta, p_{WK})$ を分離したことから、もう 1 つの重要な利点が生じる。それによって残余の系の制御技術的設計を線形理論に従って行うことができる。

【0046】

オブザーバ行列で 2 つの設計パラメータ l_1 及び l_2 だけに制限した結果、車両に適用する際の取扱いが容易になる。前述の形式でこれらの 2 つのパラメータは、線形の残余の系の時定数の逆数に直接対応する。また推定圧力がシフトトルクに直接作用しなければ、この系は閉制御回路で油圧系モデルの誤差に対して安定している。シフトトルクは物理的理由から高い動特性を有するので、他の未知量より迅速に決定しなければならない。

【0047】

発明の一実施形態ではすべてのシステム量が推定されるように、外乱オブザーバを構成することが提案される。これによって特に制御装置に対するパイロット制御性能、それとともに結局制御性能を一層改善することができる。

【0048】

発明の別の実施形態では外乱オブザーバをカルマンフィルタとして構成することが提案される。その利点はすでに前に述べた。

【0049】

本発明に基づき構成された図4の補償圧力制御回路の上述の制御装置部分「逆制御対象モデル」及び「オブザーバ」によって、系は各動作点を制御技術的に定常な平衡点として使用できる形に変えられる。このことはもちろん基準値にも当てはまる。そこで図4に示したブロック「回転数制御装置」の役割は、基準値から偏るときに回転数差を基準値に再び近づけることである。しかし本発明に係る前述の処置によって、この回転数制御装置は定常な精度を保証するために特別の部品を備えないでもよい。こうして最も簡単な場合は回転数制御装置を比例制御装置として構成することができる。動特性を高めるために、補助非線形項を有するやや複雑な比例微分制御装置が好都合である。比例微分制御装置は大きな偏差の場合に基準値に迅速に近接することを可能にし、その際基準値自体の近傍で挙動にごく僅かしか影響しない。このように構成された比例微分回転数制御装置で非線形制御モデルは、制御されるクラッチの制御トルク M_r の制御規則

【数10】

$$M_r = k_p * (\Delta\omega_d + k_{NL} * |\Delta\omega_d| * \Delta\omega_d) + k_D * \Delta\dot{\omega}_d$$

で表される。

ここに

$$\Delta\omega_d = \omega_d - \omega_{d_soll}$$

k_p 比例制御パラメータ、 k_{NL} 非線形制御パラメータ、 k_D 微分制御パラメータである。

【0050】

回転数制御装置の個々のパラメータは、例えば周知のゲインスケジューリング

制御法で計算される。このために他の制御装置部分とシステムパラメータ及び状態量との関係を考慮して、系を基準値に関して線形化し、閉制御回路の固有値が系の実際状態に近似的に無関係であるように、各動作点ごとに1組の制御パラメータを決定する。その場合制御装置の係数と他の量との関係を縮小するために、図4に示した本発明の実施例でブロック「トルクー圧力変換」、「圧力制御装置」及び「圧力ー電流変換」を制御回路に導入することが提案される。

【0051】

ブロック「トルクー圧力変換」は制御装置から来る基準値 ($M_r + M_S + J_d / J_G * (M_K - L * M_L)$) に基づきコンバータクラッチの基準圧力 p_{nenn} を計算する。この換算にはまず第一にクラッチライニングの摩擦係数と圧力定常偏差が含まれる。これらはいずれも主として変速機オイル温度とエンジン回転数に関係する。こうして動作点に無関係な操作量の換算が保証される。

【0052】

ブロック構成図で後続の部分システムは「圧力制御装置」である。系の挙動は部分油圧系の動特性によって決定的に影響されるから、「圧力制御装置」は重要な意義を有する。前述のように操作部の動特性はおむね圧力レベルと変速機オイル温度に関係する。所期の操作範囲で実際に存在する慣用の操作部の変動は、絶対値がすこぶる大きいので無視できない（慣用の遮断周波数は0.1sのはるか上から0.02sまで変動する）。特に冷機運転状態で操作システム自体の動特性は、速度に関して制御装置に出される要求を満たすにはあまりに緩慢である。そこで圧力制御装置ブロックの役割は、オブザーバが推定したクラッチ圧力をを利用して油圧操作系の許容差を補償することである。このために本発明に基づき完全線形化の原理に従って設計され、PT2特性を有する制御装置及び制御規則

【数11】

$$p_{soll} = \left(\frac{T}{T_{dr}} \right)^2 (p_{nenn} - p_{WK}) + p_{WK} + 2 * \frac{T}{T_{dr}} (D * T_{dr} - D_{dr} * T) * \dot{p}_{WK}$$

が提案される。

【0053】

ここで制御パラメータ T_{d_r} 及び D_{d_r} は、基準動特性として原則として任意に設定できる線形PT2挙動の時定数及び減衰である。実際の構成では制御特性の差異があまりに大きいため、高い基準動特性には制限がある。このことはとりわけオブザーバ行列 L の前述の構造で明らかである。設計された圧力制御装置はこのようにして非線形圧力動特性のモデル援用フィードフォワード補償として働き、非線形圧力動特性を所望の挙動に置き換える。この処置の効果が、基礎をなすモデルの精度に決定的に依存することは明らかである。実際に判明したところでは、未補償の系に比して大きな性能上の利得を得るために、時間挙動を動作点に関連してモデル化することすでに十分である。

【0054】

圧力制御装置ブロックに続いて、ブロック「圧力-電流変換」が行われる。実質的にこのブロックは定常な圧力制御特性曲線の反転と、それに続く電流制御からなる。この場合電流制御は、慣用の圧力制御装置のために使用される標準的制御である。慣用の電流制御の限界周波数は圧力制御装置の限界周波数より著しく高いので、修正は不要である。

【0055】

図4に示した本発明に係る補償圧力制御回路のブロック構成図に含まれる最後の2つのブロックは「信号処理」及び「基準値発生」である。両者は制御装置に所要の情報を適切な形で供給する。後者はとりわけ「信号処理」で重要な役割を果たす。このブロックは雑音の多い信号を場合によっては濾波するとともに、すべての情報が同期して提供されるようにする。特にオブザーバは互いに非同期で受領される信号の混合に対して敏感に振舞うことができる。これは例えば個々の信号の異なるCANバス走行時間とその処理の結果起こるのである。また個々の信号（例えばエンジン回転数）は外部制御装置から電子式変速機制御へ送られるので、すべての運転状態で各制御サイクルに即応して提供することはできない。本発明によれば高速の信号の遅延と低速の信号の補外によって同期させることができ。提案される。「基準値発生」はクラッチの回転数制御のための基準値 ω_{d_s} およびのほかに、時間に関する導関数も提供する。これは系の正しいパイロット

制御のために好ましい。これらの量の決定は、例えば特性図表に保存された公称値を連続的に微分できるように平滑化する2次フィルタを使用して行われる。この手法のもう1つの利点は、調整過程又は負荷変動の際にフィルタを適当に初期設定することにより、連続的に微分できるように実際値に上乗せすることが可能であることである。

【0056】

ドライブトレイン・モデルからクラッチ制御の外乱を状態推定法により推定する外乱オブザーバを備えた、本発明に係るモデルに基づく補償圧力制御回路は、あらゆる電気油圧制御式クラッチに汎用することができる。詳述したコンバータ・ロックアップクラッチの制御のほかに、別の応用例は例えば自動変速機又はセミオートマチック変速機の静止切斷（スタンバイコントロール、SBC）付き又は無しの湿式発進クラッチ、自動変速機のシフトクラッチ又はシフトブレーキである。先行技術で知られている制御案に比して、閉制御回路の制御挙動が動作点に関係なく不变であることによって、追従及び外乱挙動と動特性に関して重要な利点が得られる。これは

- －操作部の加速のための補償圧力制御装置、
- －外乱オブザーバによる慣用の積分制御装置の使用、
- －改善されたパイロット制御（より正確なモデル）

によって達成された。

【0057】

性能の利得は特殊機能を大幅に削減することを可能にする。このことはソフトウェアの取扱いと構成を容易にする。モデルに基づく制御装置設計は物理的に解釈可能なパラメータの使用を可能にする。このことは可搬性と適用を大幅に簡素化する。

【図面の簡単な説明】

【図1】

コンバータ・ロックアップクラッチの簡単な油圧制御の概略図である。

【図2】

非線形伝達挙動 $p_WK = f(i_EDS)$ に対するモデル式の測定技術的識

別例の図である。

【図 3】

図3-1、図3-2及び図3-3の3つのドライブトレイン・モデルの概略図である。

【図 4】

外乱オブザーバを有する本発明の補償圧力制御回路例の図である。

【図 5】

例示した外乱オブザーバの連立微分方程式の図である。

【符号の説明】

WK コンバータ・ロックアップクラッチ

WKV コンバタクラッチ弁

p_WK コンバタクラッチ圧力

p_HD システム圧力

DRV 定圧制御弁

EDS 電気油圧式圧力制御装置

i_EDS 電流

Q_WK WK流量

c_hydr 流体弹性

M_mot エンジントルク

J_mot エンジン及びコンバタ一次側の慣性モーメント

M_WK コンバータ・ロックアップクラッチのトルク

J_G 変速段に関する変速機及びドライブトレインの等価慣性モーメント

M_L 走行抵抗に基づく負荷トルク

M_K シフトクラッチのトルク

d ドライブトレインのねじり振動減衰定数

c ドライブトレインのねじり振動ばねこわさ

J_F 変速段に関する車両の慣性モーメント

M_r 回転数制御装置のトルク出力値

M_vor 逆制御対象モデルのパイロット制御トルク

M_K 推定クラッチトルク

k_L * M_L 変速機輪軸による運動連鎖に基づく負荷トルク分

J_d 制御されるクラッチの角速度差から生じる慣性モーメント

ω_{mot} エンジンの角速度

ω_t コンバータタービンの角速度

ω_d 制御されるクラッチの角速度差

ω_{d_sol1} 制御されるクラッチの角速度差の基準値

p_nenn トルク-圧力変換の圧力出力値

p_sol1 圧力制御装置の圧力出力値

A 縮小オブザーバの微分方程式のシステム行列

B 縮小オブザーバの微分方程式の操作行列

T 時定数

D 減衰定数

【図1】

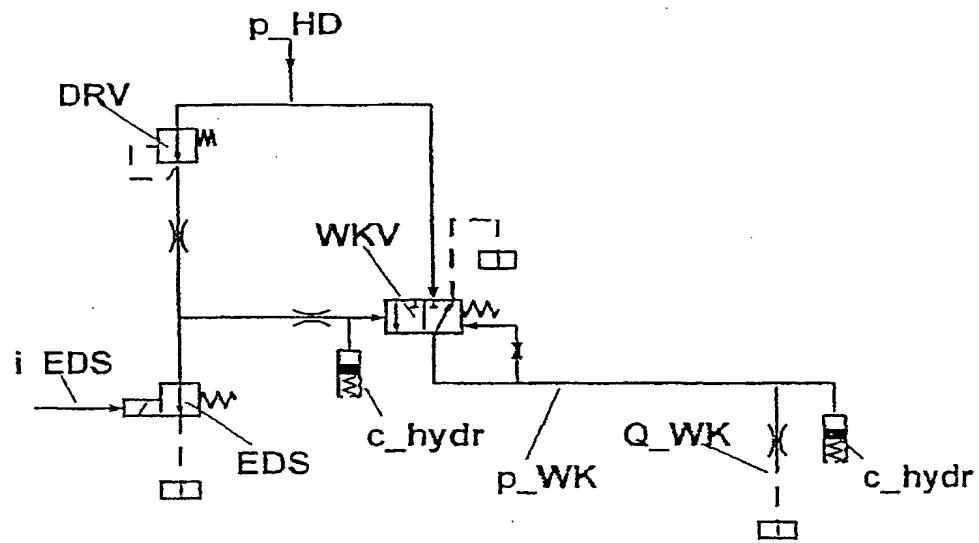


Fig. 1

【図2】

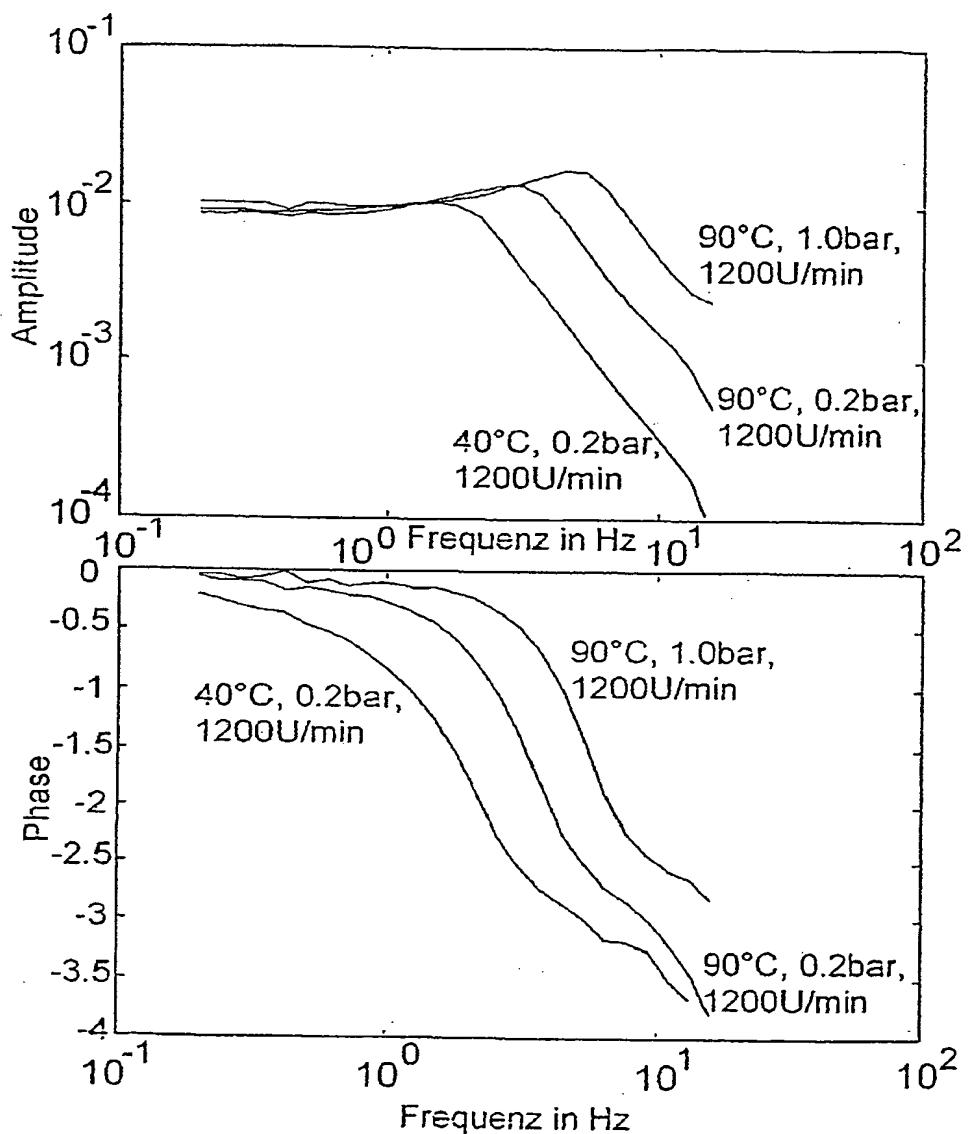


Fig. 2

【図3-1】

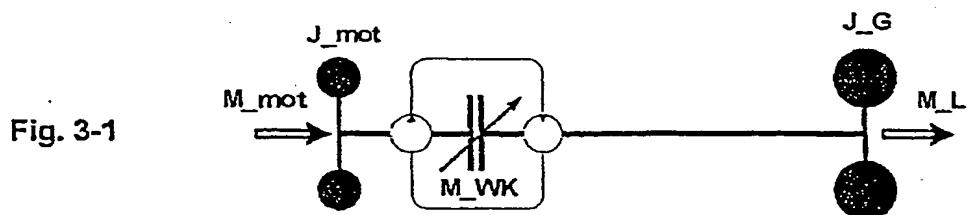
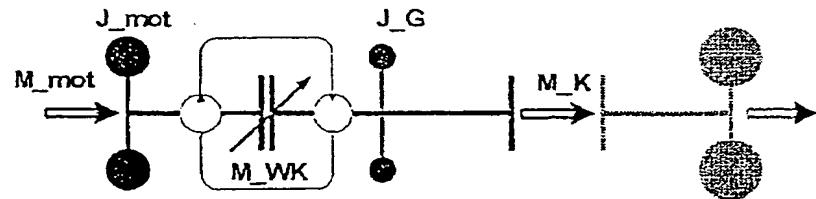


Fig. 3-1

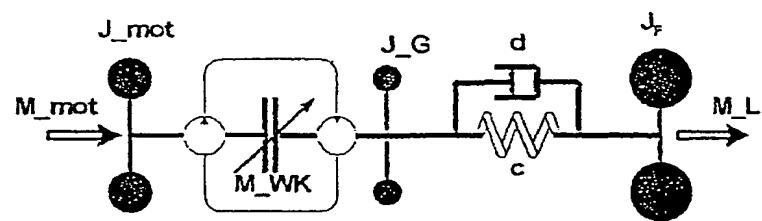
【図 3-2】

Fig. 3-2

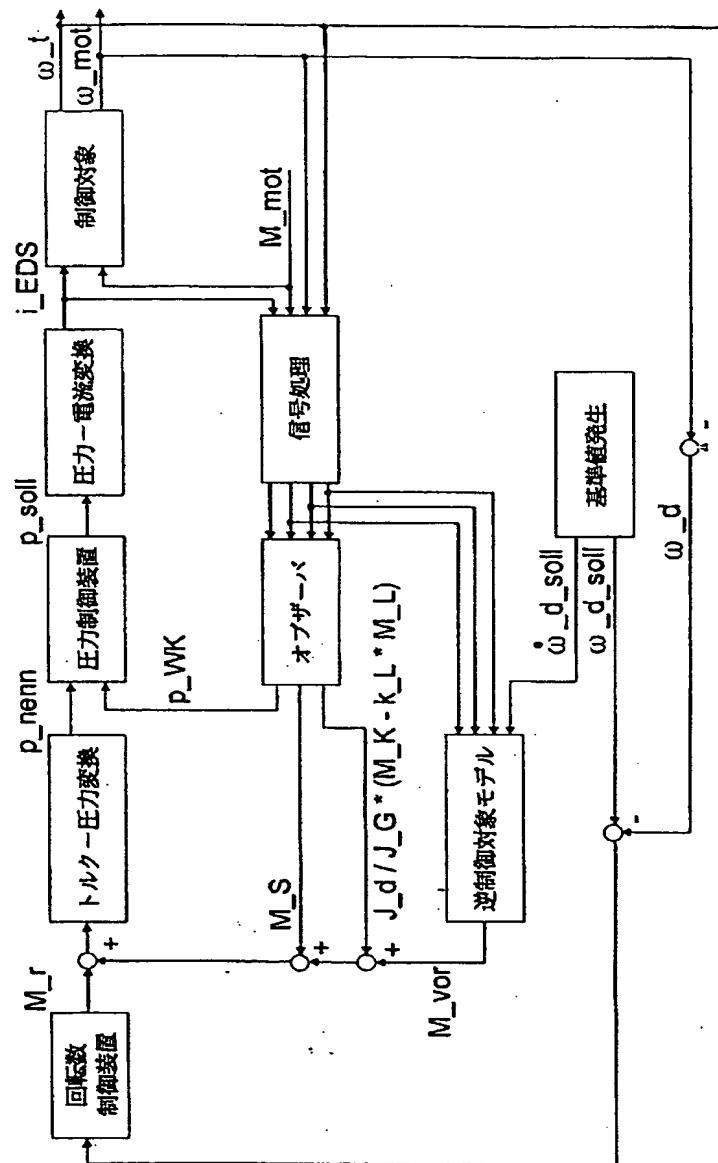


【図 3-3】

Fig. 3-3



【図4】



【図5】

$$\begin{pmatrix} \dot{M}_S \\ \dot{M}_K \\ \dot{p}_{WK} \\ \dot{\phi}_d \\ \dot{\phi}_l' \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & T^{**2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}}_{\mathbf{A}} \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \underbrace{\begin{pmatrix} M_mor \\ M_p \\ M_l \\ p_0 \\ p_solv \end{pmatrix}}_{\mathbf{B}}$$

$\left(\begin{array}{cc|cc} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & T^{**2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{array} \right) \left(\begin{array}{c} M_S \\ M_K \\ p_{WK} \\ \omega_d \\ \omega_l' \end{array} \right) + \left(\begin{array}{cc|cc} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & \frac{k_L}{J_G} \\ \frac{J_{mor}}{J_{solv}} & \frac{J_{mor}}{J_{solv}} & \frac{-1}{J_G} & \frac{\mu_{geo}}{J_d} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{array} \right) \left(\begin{array}{c} M_mor \\ M_p \\ M_l \\ p_0 \\ p_solv \end{array} \right)$

Fig. 5

【国際調査報告】

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Int'l. Jpnal Application No
PCT/EP 00/08576

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER		
IPC 7 F16H61/06 F16H61/14		
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
B. FIELDS SEARCHED		
Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) IPC 7 F16H		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used) EPO-Internal		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category *	Details of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	US 5 527 238 A (COLVIN DANIEL S ET AL) 18 June 1996 (1996-06-18) column 5, line 20 -column 6; figures 1-4 ---	1,2,12
A	DE 195 20 579 A (HITACHI LTD) 14 December 1995 (1995-12-14) page 4, line 55 -page 5; figures 1,11,12 ---	1-4
A	US 5 719 768 A (KATO YOSHIFUMI ET AL) 17 February 1998 (1998-02-17) column 5, line 30 -column 6; figures 1,2,7 ---	1,9-12
		-/-
<input checked="" type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of box C.		<input checked="" type="checkbox"/> Patent family members are listed in annex.
<p>* Special categories of cited documents :</p> <p>"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance</p> <p>"E" earlier document but published on or after the international filing date</p> <p>"L" document which may throw doubts on priority (claims) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)</p> <p>"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means</p> <p>"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed</p> <p>"T" later document published after the international filing date prior to date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention</p> <p>"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone</p> <p>"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art</p> <p>"Z" document member of the same patent family</p>		
Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report	
21 November 2000	07/12/2000	
Name and mailing address of the ISA European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl. Fax. (+31-70) 340-3016	Authorized officer Vogt-Schilb, G	

Form PCT/GB/210 (second sheet) (July 1992)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Int'l. Jpnct Application No
PCT/EP 00/08576

C(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	GRUHLE, JAUCH, KNAPP UND RÜCHARDT: "Modellgestützte Applikation einer "Geregelten Wandlerüberbrückungskupplung" in Pkw-Automatgetrieben" 1995 , VDI-BERICHTE , DÜSSELDORF NR XP002153432 1175 cited in the application page 265 -page 280	1
A	US 5 752 210 A (KATO YOSHIFUMI ET AL) 12 May 1998 (1998-05-12) abstract; claims 1-9; figures 1-3	1
1		

Form PCT/ISA/210 (continuation of second sheet) (July 1992)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members				International Application No PCT/EP 00/08576	
Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)		Publication date	
US 5527238 A	18-06-1996	NONE			
DE 19520579 A	14-12-1995	JP 7332479 A		22-12-1995	
		JP 8034266 A		06-02-1996	
US 5719768 A	17-02-1998	JP 8233096 A		10-09-1996	
		DE 19547501 A		04-07-1996	
US 5752210 A	12-05-1998	JP 7305763 A		21-11-1995	

フロントページの続き

(51) Int. Cl. 7	識別記号	F I	マーク一 (参考)
F 1 6 H	59:44	F 1 6 H	59:44
	59:72		59:72
(72) 発明者	フリードリッヒ、テンブロック ドイツ連邦共和国ランゲナルゲン、ヘルダ ーリンシュトラーセ、4		
F ターム(参考)	3J552 MA01 MA12 MA13 NA01 NB01 PA54 PA64 QA13C QB06 QB08 RA02 RB17 SA02 SA07 SA15 TA06 UA02 UA03 VA32W VA34W VA42W VA48W VB01W VC01W VC02W VC03W VD01W		